

Analisis *Buckling* dan Tegangan Bejana Tekan Horisontal pada Tekanan Kerja Eksternal

H. Nugraha^{1*}, I. Kusumaningtyas², I.M. Miasa²

¹Magister Teknik Mesin, Departemen Teknik Mesin dan Industri, Fakultas Teknik, Universitas Gadjah Mada.

²Departemen Teknik Mesin dan Industri, Fakultas Teknik, Universitas Gadjah Mada.

Jl. Grafika 2, Yogyakarta 55281, Indonesia

*E-mail: hendynugraha@gmail.com

Abstrak

Bejana tekan adalah wadah tertutup yang dirancang untuk menampung fluida yang mempunyai tekanan berbeda dengan tekanan lingkungan. Tekanan operasi bejana tekan dapat berupa tekanan internal, tekanan eksternal ataupun kombinasi antara keduanya. Perancangan bejana tekan mengacu ke ASME VIII divisi 1 menggunakan tekanan operasi internal dalam menentukan tebal *shell* bejana tekan, sedangkan beban tekanan eksternal dikompensasi dengan penambahan *stiffener ring*. Analisa tebal *shell* dengan tekanan eksternal perlu dilakukan untuk mengetahui tebal bejana tekan yang sesuai untuk menahan beban tekanan operasi eksternal. Pada penelitian ini dilakukan simulasi *finite element* menggunakan *software* Abaqus untuk bejana tekan aplikasi bawah laut pada beban tekanan eksternal 2 MPa. Simulasi dilakukan dengan beberapa variasi ketebalan *shell* baik tanpa menggunakan *stiffener ring* dan dengan menggunakan beberapa variasi geometri *stiffener ring*. Variasi tebal *shell* pada penelitian ini adalah 2 mm, 3 mm dan 4 mm. Selanjutnya simulasi dilakukan dengan penambahan tiga bentuk *stiffener ring* yang berbeda. Simulasi dengan tiga tipe *stiffener ring* dilakukan untuk setiap variasi ketebalan *shell* secara bergantian. Dari hasil simulasi menggunakan variasi tebal tersebut didapatkan pendekatan *shell* 2,5 mm tanpa menggunakan *stiffener ring* mampu menahan beban tekanan eksternal 2 MPa dengan *eigenvalue* 1,179 dan tegangan *von Mises* yang terjadi adalah 144,5 yang mana masih di bawah *yield stress* dari material bejana tekan. Dari hasil simulasi, *stiffener ring* tipe dua dengan rasio *contact* 0,022 menunjukkan paling optimal menambah kekuatan bejana tekan untuk mencegah *buckling* ditunjukkan dengan *eigenvalue* yang lebih besar dibandingkan hasil simulasi dari variasi lainnya.

Kata kunci : Bejana tekan, tekanan eksternal, *stiffener ring*, *eigenvalue*, *von Mises*.

Abstract

A pressure vessel is a closed container designed to contain fluids that have a pressure different with the environmental pressure. Pressure vessel operating pressure can be internal pressure, external pressure or a combination. Pressure vessel design refers to ASME VIII division 1 using the internal operating pressure in determining the thickness of the pressure vessel shell, while the external pressure is compensated by the addition of stiffener rings. Shell thickness analysis under external working pressure needs to be carried out to determine the thickness of the pressure vessel which is suitable to withstand the external operating pressure. In this study, finite element simulations were carried out using Abaqus software at 2 MPa external pressure load. The simulation carried out with varying the shell thickness without stiffener ring and with using several geometric variations of stiffener ring. Shell thickness variations in this study were 2 mm, 3 mm and 4 mm. Furthermore, the simulation is carried out by adding three different forms of stiffener rings. Simulations with three types of stiffener rings are carried out for each variation in shell thickness in turn. From simulation with thickness variation, approached 2.5 mm shell without using stiffener ring can withstand 2 MPa external pressure with an eigenvalue of 1.179 and the von Mises stress that occurs is 144.5 MPa which still lower than pressure vessel material's yield stress. From the simulation results, type two stiffener ring with contact ratio of 0.022 shows the most optimal way to increase the strength of the pressure vessel to prevent buckling shown by the eigenvalue that is greater than the simulation results from other variations.

Keywords : Pressure vessel, External pressure, Stiffener ring, Eigenvalue, von Mises.

1. PENDAHULUAN

Di dalam dunia industri baik di dalam sektor minyak & gas bumi, petrokimia, pembangkit listrik, geothermal dan lain sebagainya sudah pasti memerlukan banyak peralatan mekanik untuk menjalankan proses produksi. Secara umum peralatan mekanik dibagi menjadi dua, yaitu *static* dan *rotating*. Peralatan *static* adalah peralatan yang tidak mempunyai bagian yang berputar. Bejana tekan merupakan salah satu peralatan *static*. Sedangkan peralatan *rotating* adalah peralatan yang memiliki bagian yang berputar dan menggunakan energi kinetik dalam memproses atau memindahkan material. Contoh peralatan *rotating* adalah pompa, *compressor* dan *turbine*.

Bejana tekan adalah wadah tertutup yang dirancang menampung fluida yang mempunyai tekanan berbeda dengan tekanan lingkungan. Tekanan operasi bejana tekan dapat berupa tekanan internal, tekanan eksternal ataupun kombinasi antara keduanya. Tekanan eksternal pada bejana tekan dapat disebabkan oleh beberapa kondisi. Salah satu contohnya yaitu bejana tekan yang terhubung dengan pompa vakum. Selain itu, tekanan eksternal juga terjadi pada *jacketed vessel*.

Bejana tekan dari sisi konstruksi dibagi menjadi dua, yaitu bejana tekan horisontal dan vertikal. Bagian-bagian inti bejana tekan di antaranya *shell*, *head*, *nozzle* dan *support*. *Head* pada bejana tekan ada bermacam-macam yaitu *ellipsoidal*, *torispherical*, *hemispherical*, *conical*, dan *toriconical*. Tipe *support* untuk bejana tekan vertikal juga bermacam-macam diantaranya *skirt*, *leg*, *lug* dan *ring*. *Skirt support* juga ada beberapa tipe, yaitu *cylindrical*, *conical* dan *pedestal*. Sedangkan untuk bejana tekan horisontal, tipe *support* yang digunakan adalah tipe *saddle*.

Perancangan bejana tekan mengacu ke ASME VIII divisi 1. Selama ini tekanan operasi yang digunakan sebagai acuan dalam perancangan tebal bejana tekan hanya tekanan internal, sedangkan beban tekanan eksternal dikompensasi dengan penambahan *stiffener ring*. Nilai tekanan eksternal pada bejana tekan selama ini digunakan untuk perancangan jumlah dan geometri dari *stiffener ring* yang diperlukan. Penelitian-penelitian sebelumnya lebih banyak mempelajari tegangan yang terjadi pada bejana tekan horisontal dengan *saddle support* menggunakan metode *finite element analysis* (FEA) dengan variasi geometri. Penelitian untuk desain tebal bejana tekan pada tekanan operasi eksternal masih perlu penelitian lebih lanjut. Wang (2012) melakukan penelitian pada *vacuum chamber* menggunakan metode FEA dan dari hasil penelitian didapatkan *buckling* maksimum terjadi pada *shell* dengan jarak *stiffener ring* paling besar. Di dalam penelitian Khot (2016) ditunjukkan total deformasi dan *stress* tanpa *stiffener ring* lebih besar dibandingkan menggunakan *stiffener ring*.

Eigenvalue buckling analysis adalah salah satu metode yang dilakukan untuk analisa kegagalan pada bejana tekan dengan beban tekanan eksternal. *Eigenvalue buckling* umumnya digunakan untuk memperkirakan beban *buckling* kritis dari struktur kaku. Beban kritis didapatkan dari beban *preload* ditambahkan *eigenvalue* dikalikan dengan beban yang diberikan pada persamaan (1)

$$(P^C = P^N + \lambda_i Q^N) \quad (1)$$

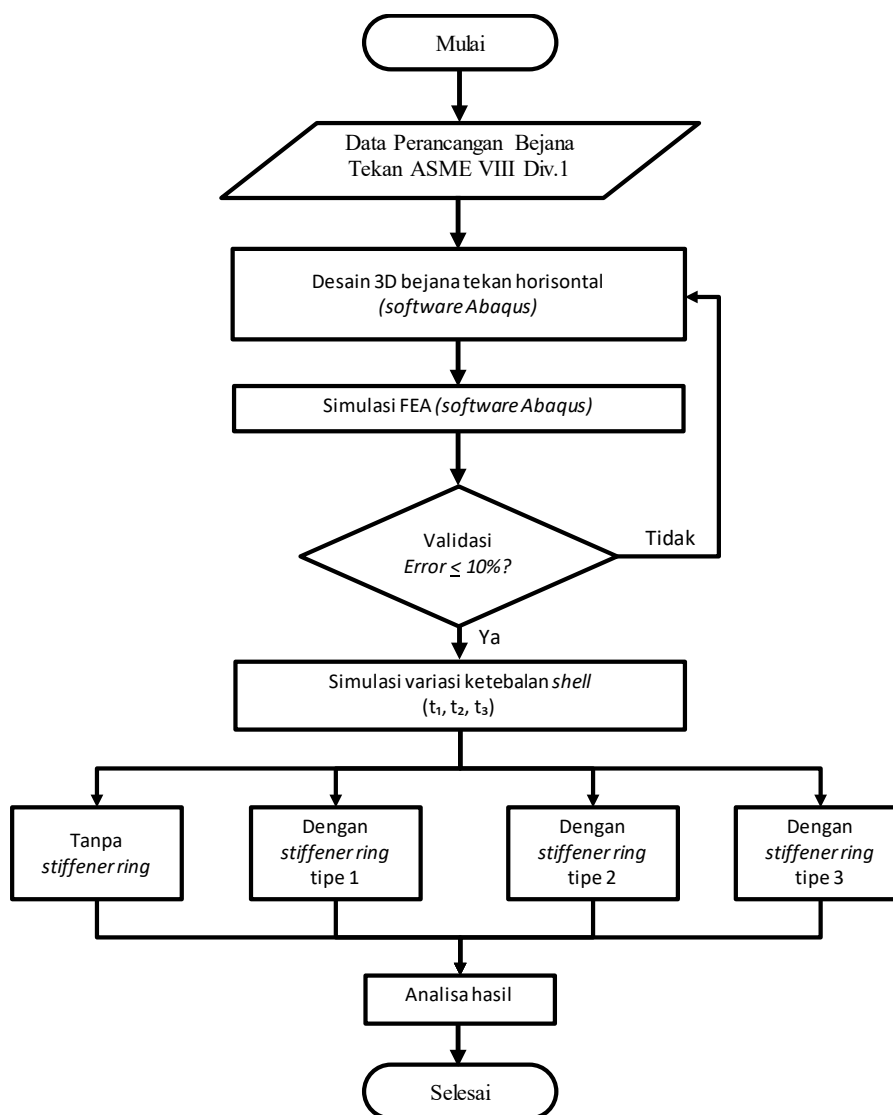
dimana P^C adalah beban kritis, P^N adalah beban *preload*, λ_i adalah *Eigenvalue* dan Q^N adalah beban yang diberikan.

Beban *preload* sering dinyatakan nol dalam masalah *eigenvalue* klasik. Sehingga pada masalah ini beban yang diberikan sama dengan beban kritis pada *eigenvalue* sama dengan satu. *Buckling* akan terjadi jika sudah mencapai beban kritis, sehingga bejana tekan aman pada beban operasi di bawah beban kritis atau *eigenvalue* lebih besar dari satu. Dalam kebanyakan kasus, *eigenvalue* bernilai negatif yang menunjukkan bahwa struktur melengkung jika beban diterapkan ke arah yang berlawanan. Penelitian *eigenvalue buckling analysis* dilakukan oleh Nampoothiri dan Kumar (2018) menggunakan FEA dengan beban tekanan eksternal merata sebesar 2 MPa. Dari penelitian Nampoothiri dan Kumar (2018) didapatkan beban yang diberikan masih jauh di bawah beban kritis dan tidak terjadi *buckling* pada bejana tekan tersebut dengan *eigenvalue* sebesar 7,2096.

Analisa untuk variasi tebal dengan tekanan eksternal perlu dilakukan untuk mengetahui tebal bejana tekan yang sesuai untuk menahan beban tekanan operasi eksternal. Di dalam penelitian ini dilakukan analisa tegangan dan *eigenvalue* pada bejana tekan untuk aplikasi bejana tekan di bawah laut di bawah tekanan hidrostatik yang merata di seluruh permukaan luar dinding bejana tekan menggunakan simulasi FEA. Variasi tebal *shell* tanpa *stiffener ring* dan menggunakan *stiffener ring* dilakukan pada simulasi FEA. Tegangan yang terjadi digunakan untuk meninjau kekuatan material sedangkan *eigenvalue* digunakan untuk meninjau apakah struktur bejana tekan masih mampu mempertahankan bentuk aslinya sehingga tidak terjadi kondisi *buckling* akibat tekanan eksternal.

2. METODE PENELITIAN

Dalam penelitian ini disimulasikan beban operasi eksternal pada bejana tekan horisontal dengan variasi tebal *shell* menggunakan *software* Abaqus. Alur penelitian dilakukan sesuai diagram alir pada Gambar 1.

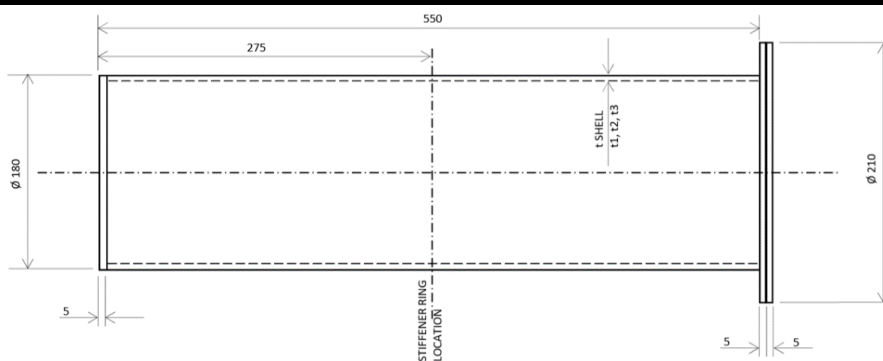


Gambar 1. Diagram Alir Penelitian

Tabel 1. Spesifikasi *laptop* untuk simulasi

No.	Deskripsi	Spesifikasi
1.	<i>Operating system</i>	Windows 10 Pro 64-bit (10.0, <i>Build</i> 18362)
2.	<i>System manufacturer</i>	Dell Inc.
3.	<i>System model</i>	Latitude E6230
4.	<i>Bios</i>	A18
5.	<i>Processor</i>	Intel(R) Core(TM) i5-3340M CPU @ 2.70Hz (4 CPUs), ~2.7GHz
6.	<i>Memory</i>	8192MB RAM

Analisis menggunakan *software* Abaqus 6.14 pada *laptop* Dell dengan spesifikasi yang disajikan pada Tabel 1.

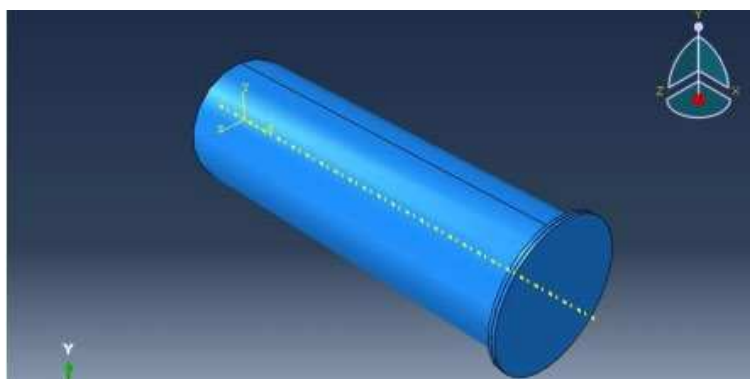


Gambar 2. Dimensi bejana tekan

Tabel 2. Data bejana tekan

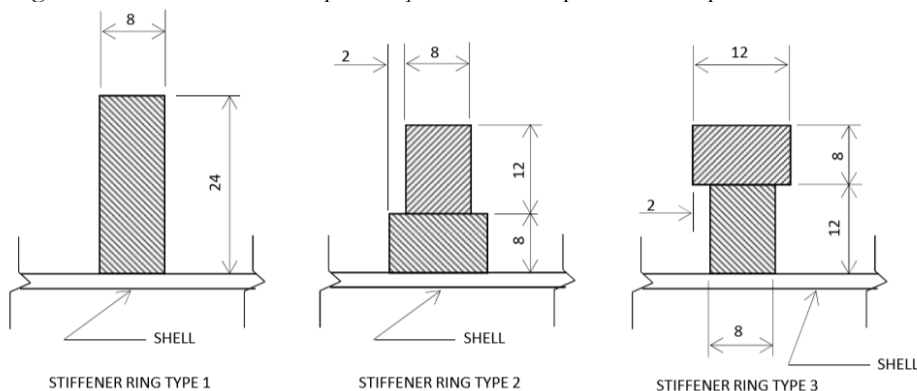
No	Data Desain		
1	Jari-jari bejana tekan (R)	90	mm
2	Panjang bejana tekan (L)	550	mm
3	Tekanan eksternal	2	MPa
4	Suhu desain	<i>Ambient</i>	°C
5	Material	Titanium Gr. 2	
6	Modulus elastisitas material	105	GPa
7	<i>Yield strength</i> material	275	MPa
8	<i>Poission ratio</i>	0,34	
9	Tebal <i>shell</i> ; t_1, t_2, t_3	2, 3, 4	mm

Data bejana tekan di dalam penelitian ini disajikan pada Gambar 2. dan Tabel 2. yaitu pada bejana tekan dengan jari-jari 90 mm dan panjang 550 mm di bawah beban tekanan eksternal 2 MPa.



Gambar 3. Desain 3D Bejana Tekan

Desain 3D bejana tekan disajikan pada Gambar 3. *Enclosure* bersifat statis dan semua arah pergerakan translasi dan rotasi sama dengan 0 maka kondisi batas pada *step* inisial ditetapkan *encastre* pada *enclosure*.



Gambar 4. Variasi bentuk *stiffener ring*

Tabel 3. Rasio luas *contact stiffener ring* terhadap luas *shell*

No	Data Variasi Rasio Luas	
1	<i>Stiffener ring</i> tipe 1	0,015
2	<i>Stiffener ring</i> tipe 2	0,022
3	<i>Stiffener ring</i> tipe 3	0,015

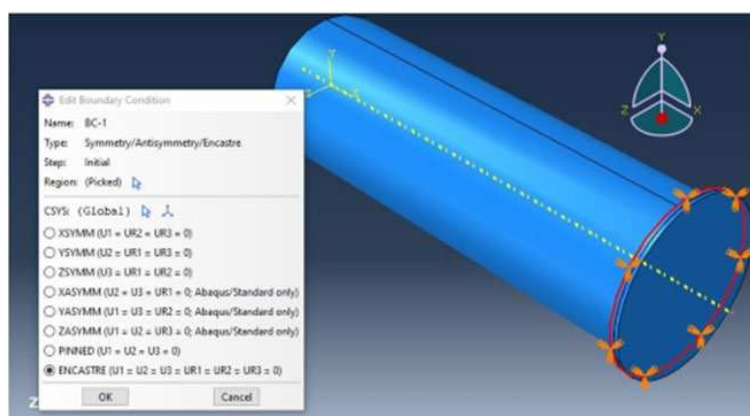
Penelitian dilanjutkan dengan melakukan variasi ketebalan *shell* tanpa menggunakan *stiffener ring* dan dengan menggunakan *stiffener ring* dengan beberapa variasi bentuk dan rasio luas *contact stiffener ring* terhadap *shell*. Variasi bentuk *stiffener ring* dan bidang *contact stiffener ring* terhadap *shell* ditunjukkan pada Gambar 4. dan Tabel 3. *Stiffener ring* divariasikan dengan tiga rasio luas *contact* terhadap *shell* bejana tekan yang berbeda dengan mempertahankan volume material *stiffener ring*. Ketiga variasi tebal *shell* disimulasikan dengan penambahan tiga macam variasi *stiffener ring* secara bergantian. Hal ini untuk mengetahui desain rasio *contact* dan bentuk *stiffener ring* yang paling optimal dalam menahan gaya eksternal untuk mencegah terjadinya *buckling* pada bejana tekan.

Selanjutnya dilakukan analisa hasil yang memberikan tinjauan mengenai desain tebal *shell* pada bejana tekan horisontal pada beban operasi eksternal baik tanpa *stiffener ring* ataupun dengan beberapa variasi geometri *stiffener ring*. Selain tebal *shell*, bentuk *stiffener ring* yang paling optimal menambah kekuatan bejana tekan dalam menerima beban tekanan eksternal untuk mencegah terjadinya *buckling* juga dianalisa. Pemilihan tipe *stiffener ring* yang paling optimal didasarkan dari pengaruhnya dalam menaikkan *eigenvalue*.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

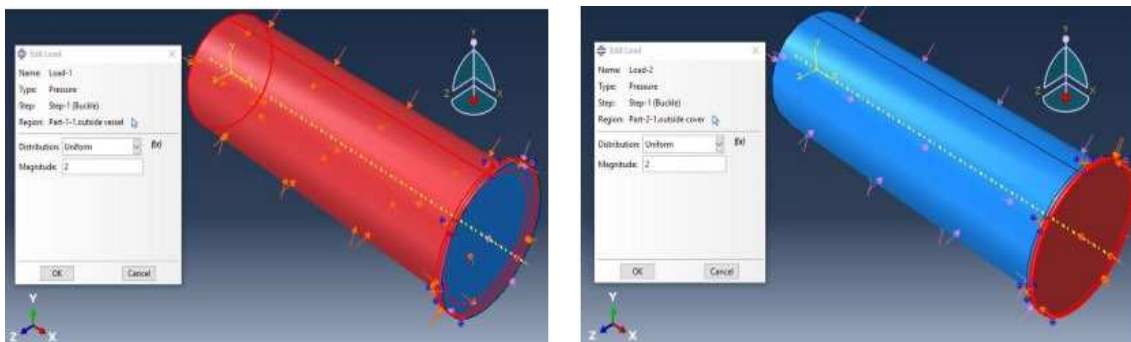
Perancangan ketebalan *shell* bejana tekan mengacu ke ASME VIII divisi 1 langkah pertama adalah mengasumsikan ketebalan *shell* (t_s) dan selanjutnya dilakukan perhitungan tekanan eksternal maksimum yang diijinkan (P_a). Dengan panjang bejana tekan (L) 550 mm dan diameter bejana tekan (D_o) 180 mm didapatkan L/D_o 3,056. Perhitungan tekanan eksternal maksimum bejana tekan (P_a) dilakukan dengan asumsi tebal *shell* 4 mm. Sehingga didapatkan D_o/t 45. Faktor A dan B yang didapatkan dari grafik faktor koreksi pada ASME II adalah faktor A 0,0013 dan faktor B 69. Tekanan eksternal maksimum yang diijinkan untuk tebal *shell* 4 mm di dapatkan senilai 2,044 MPa. Tebal *shell* 4 mm tekanan eksternal maksimum yang diijinkan mendekati dan di atas nilai desain tekanan eksternal. Sehingga mengacu ke ASME VIII divisi 1, tebal minimum bejana tekan tersebut adalah 4 mm.

Penelitian ini melanjutkan penelitian yang dilakukan oleh Nampoothiri dan Kumar (2018) dengan simulasi FEA menggunakan software Abaqus dan dilakukan variasi tebal *shell* dan variasi geometri *stiffener ring*. *Enclosure* bersifat statis dan semua arah pergerakan translasi dan rotasi sama dengan 0. Oleh karena itu kondisi batas pada *step* inisial ditetapkan *encastre* pada *enclosure*.



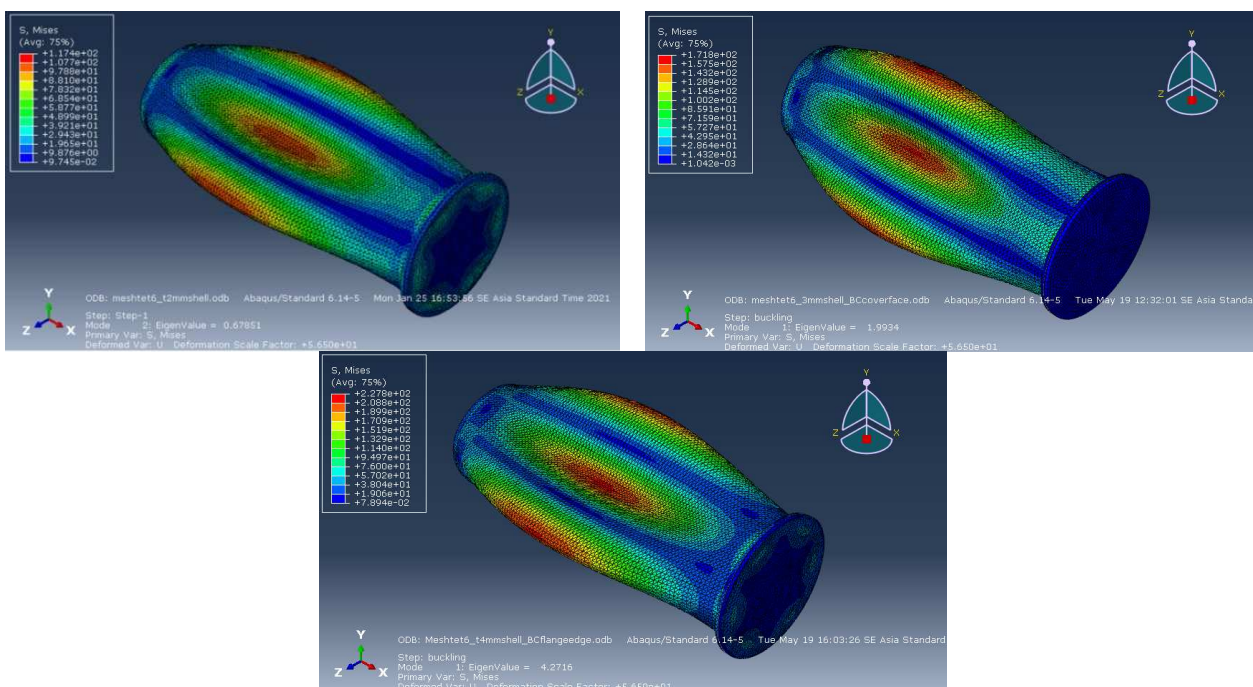
Gambar 5. Kondisi batas

Gambar 5. memperlihatkan kondisi batas pada simulasi FEA menggunakan software Abaqus. *Enclosure* bersifat statis dan semua arah pergerakan translasi dan rotasi sama dengan 0 maka kondisi batas pada *step* inisial ditetapkan *encastre* pada *enclosure*.



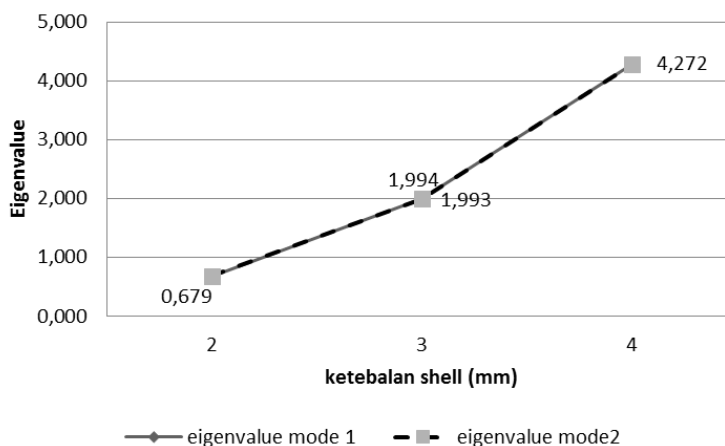
Gambar 6. Beban tekanan eksternal 2 MPa

Gambar 6. memperlihatkan pembebanan tekanan eksternal 2 MPa pada bejana tekan. Tekanan eksternal diberikan pada seluruh permukaan luar bejana tekan secara merata. *Mesh* yang dipakai dalam penelitian ini adalah *tetrahedral*.

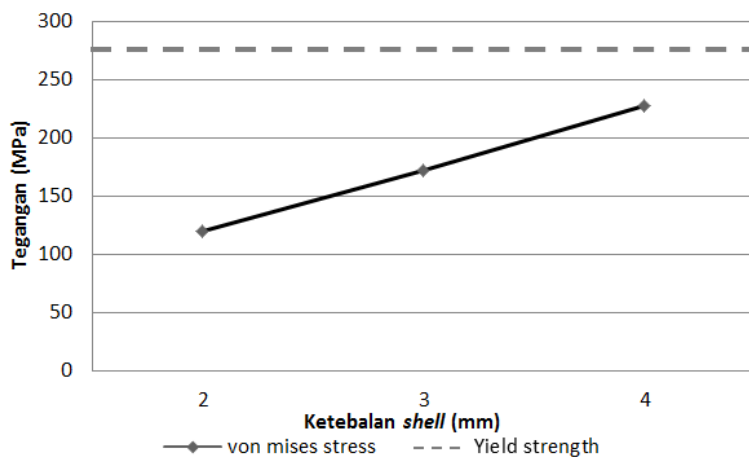


Gambar 7. Distribusi tegangan tanpa menggunakan *stiffener ring*

Gambar 7. menyajikan distribusi tegangan yang terjadi pada bejana tekan tanpa menggunakan *stiffener ring* pada tiga variasi ketebalan *shell*. Dari gambar tersebut terlihat bahwa tegangan maksimum pada *shell* terjadi pada tengah panjang bejana tekan.



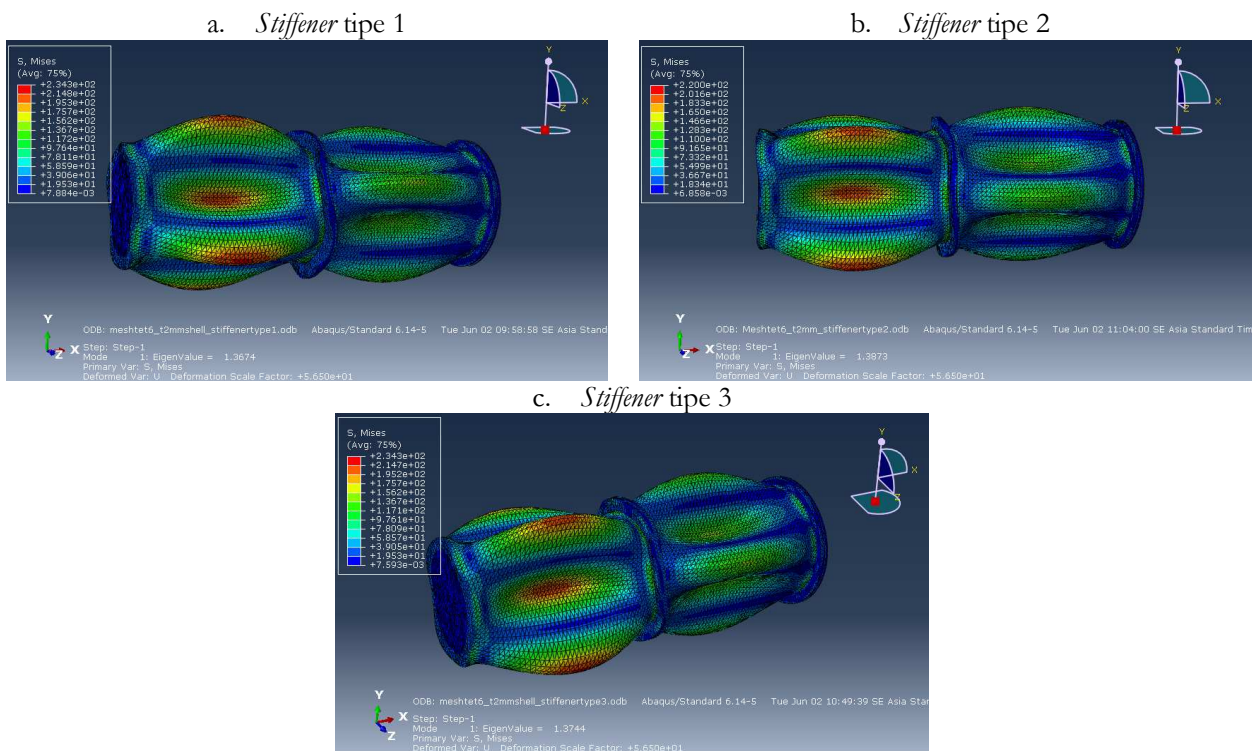
Gambar 8. Grafik *eigenvalue* pada variasi ketebalan *shell* tanpa menggunakan *stiffener ring*



Gambar 9. Grafik tegangan *von Mises* pada variasi ketebalan *shell* tanpa *stiffener ring*

Simulasi pada *software* Abaqus menggunakan *step linear perturbation buckling*. Gambar 8. dan Gambar 9. menyajikan tegangan maksimum dan *eigenvalue* yang didapatkan dari simulasi menggunakan *software* Abaqus untuk variasi tebal *shell* tanpa menggunakan *stiffener ring*. Dari hasil simulasi terlihat bahwa *eigenvalue* bejana tekan dengan ketebalan *shell* 2 mm adalah 0,679. Sedangkan tegangan *von Mises* yang terjadi adalah 119 MPa. Hal ini menunjukkan bahwa bejana tekan dengan ketebalan *shell* 2 mm ini mengalami *buckling* dan beban tekanan eksternal yang diberikan sudah melebihi beban kritis dikarenakan *eigenvalue* yang didapatkan nilainya diantara satu dan nol.

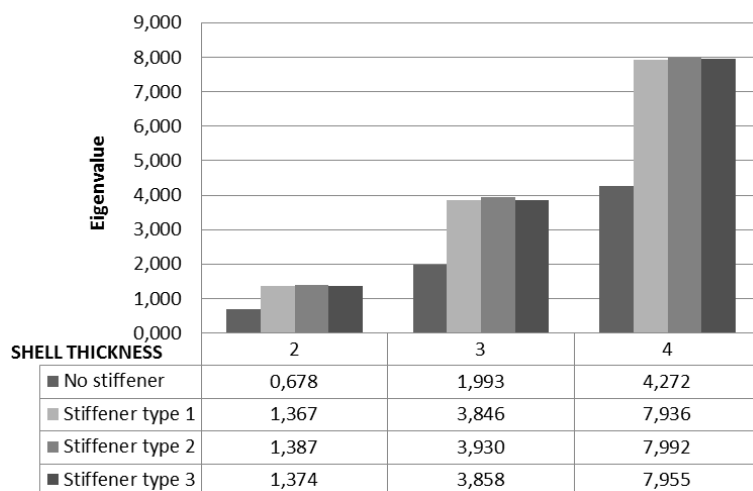
Simulasi pada ketebalan *shell* 2,5 mm tanpa menggunakan *stiffener ring* didapatkan *eigenvalue* 1,179 dan tegangan *von Mises* yang terjadi adalah 144,5 MPa sehingga dapat diartikan bejana tekan dengan ketebalan *shell* 2,5 mm mampu menahan beban tekanan eksternal sebesar 2MPa tanpa perlu menggunakan tambahan *stiffener ring* dikarenakan tidak terjadi *buckling* ditunjukkan dengan nilai *eigenvalue* lebih besar dari 1 dan tegangan *von Mises* yang terjadi masih di bawah *yield strength*.



Gambar 10. Distribusi tegangan menggunakan *stiffener ring* pada *shell* 2 mm

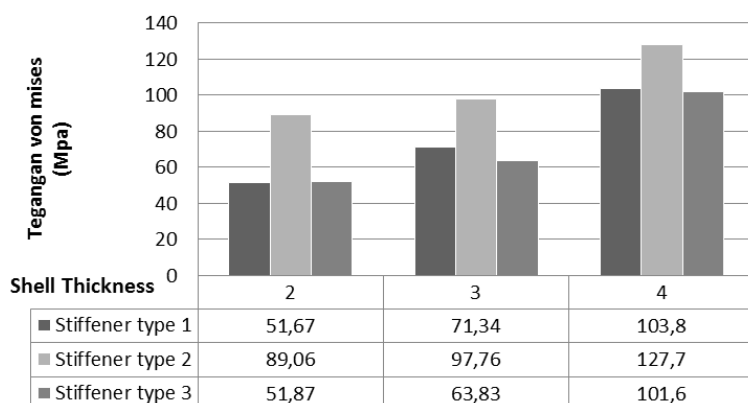
Dari hasil simulasi dengan ditambahkan variasi 3 tipe *stiffener ring* menunjukkan bahwa ketiga tipe *stiffener ring* tersebut dapat memperkuat bejana tekan pada beban operasi eksternal untuk mencegah terjadinya *buckling*. Hal ini ditunjukkan dengan hasil *eigenvalue* yang lebih besar nilainya dibandingkan hasil simulasi tanpa menggunakan *stiffener ring*. Simulasi dengan penambahan tiga tipe *stiffener ring* pada bejana tekan disajikan pada Gambar 10. Dari gambar

10. terlihat bahwa tegangan maksimum yang terjadi pada *shell* bejana tekan terjadi pada tengah-tengah panjang *shell* pada dua sisi yang terbagi oleh *stiffener ring*.



Gambar 11. Grafik perbandingan *eigenvalue* untuk keseluruhan hasil simulasi

Grafik pada Gambar 11. menyajikan perbandingan *eigenvalue* yang didapatkan dari simulasi tanpa *stiffener ring* dan dengan beberapa tipe *stiffener ring* untuk beberapa variasi bentuk *stiffener ring* dan ketebalan *shell*. Dari grafik tersebut terlihat *eigenvalue* pada bejana tekan dengan *stiffener ring* tipe dua memiliki *eigenvalue* yang paling besar. Hal ini menunjukkan bahwa bejana tekan dengan *stiffener ring* tipe dua adalah bejana tekan yang memiliki tegangan kritis yang lebih besar dibandingkan yang lainnya.



Gambar 12. Grafik tegangan yang terjadi pada *stiffener ring*

Grafik pada Gambar 12. menyajikan tegangan yang terjadi pada tiga tipe *stiffener ring* pada tiga variasi ketebalan *shell*. Dari grafik tersebut terlihat bahwa tegangan yang terjadi pada ketiga tipe *stiffener ring* masih di bawah dari *yield stress* material. *Yield stress* material *stiffener ring* adalah sebesar 275 MPa.

Pemilihan tipe *stiffener ring* yang paling optimal didasarkan dari pengaruhnya dalam menaikkan *eigenvalue*. Dari uraian grafik pada Gambar 11. *stiffener ring* tipe dua dengan rasio luas *contact* sebesar 0,022 memberikan pengaruh kenaikan *eigenvalue* yang paling besar dibanding tipe yang lain sehingga *stiffener ring* tipe dua merupakan desain yang paling optimal.

4. KESIMPULAN

Dari hasil penelitian dapat disimpulkan beberapa hal berikut:

1. Ketebalan minimal *shell* bejana tekan di bawah tekanan kerja eksternal 2 MPa tanpa menggunakan *stiffener ring* dengan metode simulasi *finite element* adalah 2,5 mm dan ketebalan minimal *shell* dari hasil perhitungan mengacu ke ASME VIII divisi 1 adalah 4 mm, hal ini menunjukkan bahwa desain bejana tekan mengacu ke ASME VIII divisi 1 sudah mempertimbangkan beberapa tambahan faktor keamanan.

2. Pengaruh penambahan *stiffener ring* pada *shell* terhadap ketahanan struktur bejana tekan di bawah tekanan kerja eksternal adalah dapat menambah ketahanan struktur bejana tekan untuk mencegah terjadinya *buckling* dan ditunjukkan dengan *eigenvalue* yang lebih besar dibandingkan tanpa menggunakan *stiffener ring*.
3. Desain *stiffener ring* yang paling optimal menambah ketahanan struktur bejana tekan di bawah tekanan kerja eksternal adalah *stiffener ring* tipe dua dengan rasio luas *contact* sebesar 0,022 dibandingkan tipe satu dan tipe tiga yang memiliki rasio luas *contact* 0,015.

5. DAFTAR PUSTAKA

- ASME, 1998, ASME B16.5, *Pipe Flanges and Flanged Fitting NPS 1/2 through NPS 24*, ASME Press, New York.
- ASME, 2010a, ASME *Boiler and Pressure Vessel Code Section II Materials*, ASME Press, New York.
- ASME, 2010b, ASME *Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII Division 1, Rules for Construction of Pressure Vessel*, ASME Press, New York.
- P. Khot, 2016, Quantifying the Role of Stiffener Rings in Pressure Vessels Using FEA, *International Journal of Science, Engineering and Technology Research*, Vol. 5, No. 1, pp. 332–335.
- D.L. Logan, 2006, *A First Course in the Finite Element Method*, Thomson, Canada.
- M. Nampoothiri, S. Kumar, 2018, Design of Pressure Vessel for Undersea Applications, *International Journal of Science Technology and Engineering*, Vol. 4, pp. 70-76.
- R. Noprianto, 2019, Simulasi Kekuatan Bejana Tekan Vertikal Dengan Tekanan Eksternal pada Variasi Bentuk *StiffenerRing*, Tesis Departemen Teknik Mesin dan Industri Universitas Gadjah Mada, Yogyakarta.
- G. Papadakis, 2008, Buckling of Thick Cylindrical Shell Under External Pressure: A New Analytical Expression for the Critical Load and Comparison with Elasticity Solution, *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 45, pp. 5308–5321.
- D. Vasilikis, S. Karamanos, 2011, Buckling Design of Confined Steel Cylinders Under External Pressure, *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 133, p. 011205.
- W. Wang, G. Cai, J. Zhou, 2012, Large-Scale Vacuum Vessel Design and Finite Element Analysis, *Chinese Journal of Aeronautics*, Vol. 25, pp. 189-197.
- W. Xu, 2019, External pressure buckling analysis of large pressure vessels, *Journal of Physics: Conference Series*, 1303:012019.